

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Любимова Л.Л., Макеев А.А., Загорин А.С., Ташлыков А.А. и др. Закономерности изменений параметра элементарной ячейки металла паропроводов как критерий накопления повреждений // Известия Томского политехнического университета. – 2011. – Т. 319. – № 4. – С. 35–39.
2. Любимова Л.Л., Макеев А.А., Загорин А.С., Артамонов А.И. и др. Рентгеномикродилатометрические температурные исследования стенки котельной трубы // Известия Томского политехнического университета. – 2006. – Т. 309. – № 5. – С. 103–106.
3. Загорин А.С., Любимова Л.Л., Макеев А.А., Лебедев Б.В. и др. Рентгенометрия аномальных температурных расширений энергетических сталей // Известия Томского политехнического университета. – 2003. – № 2. – Т. 306. – С. 78–83.
4. Макеев А.А., Любимова Л.Л., Загорин А.С., Ташлыков А.А. Проявления структурной неустойчивости на ранних стадиях распада пересыщенного твердого раствора аустенита // Известия вузов: Черная металлургия. – 2009. – № 12. – С. 33–41.
5. Любимова Л.Л., Макеев А.А., Загорин А.С., Ташлыков А.А. Переменные напряжения в стенках труб из циркониевого сплава для технологических каналов ядерных энергетических установок при циклическом деформировании // Известия Томского политехнического университета. – 2010. – Т. 317. – № 4. – С. 20–24.
6. Любимова Л.Л., Макеев А.А., Загорин А.С., Фисенко Р.Н. Исследование стойкости ниобиевой трубы для энергетических реакторов к упругопластическому деформированию // Теплофизические основы энергетических технологий: Труды II Всероссийской научно-практ. конф. с международным участием. – Томск: Изд-во ТПУ, 2011. – С. 147–151.
7. Коваленко В.Ф. Теплофизические процессы и электровакуумные приборы. – М.: Сов. радио, 1975. – 216 с.
8. Финкель В.А. Высокотемпературная рентгенография металлов. – М.: Металлургия, 1968. – 204 с.
9. Уманский Я.С., Трапезников А.К., Китайгородский А.И. Рентгенография. – М.: Гос. Науч.-техн. изд-во машиностроительной лит-ры, 1951. – 310 с.
10. Любимова Л.Л., Загорин А.С., Лебедев Б.В. Основы применения метода высокотемпературной рентгенографии для оценки работоспособности труб паровых котлов. – Томск: Изд-во STT, 2009. – 220 с.
11. Русаков А.А. Рентгенография металлов. – М.: Атомиздат, 1977. – 480 с.
12. Крутасова Е.И. Надежность металла энергетического оборудования. – М.: Энергоиздат, 1981. – 240 с.
13. Орлов А.Н., Перевезенцев В.Н., Рыбин В.В. Границы зерен в металлах / под общ. ред. М.Л. Бернштейна, И.И. Новикова. – М.: Металлургия, 1980. – 156 с.
14. Hart E.W. Фазовые переходы на границах зерен / в кн.: The Nature and Behavior of Grain Boundaries, ed. Hsun Hu. – New York-London: Plenum Press, 1972. – 155 p.
15. Глейтер Г., Чалмерс Б. Большегоугольные границы / Пер. с англ. С.Н. Горина, В.М. Половова. – М.: Мир, 1975. – 375 с.

Поступила 17.06.2012 г.

УДК 532.5+536.24

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ТЕПЛОВЫХ ПУНКТАХ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ. Ч. 1. ОБЩАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОVOГО ПУНКТА

Б.А. Унаспеков, К.О. Сабденов, М.Ж. Кокарев, М.В. Колобердин, Б.А. Игембаев

Евразийский национальный университет им. Л.Н. Гумилева, г. Астана, Казахстан

E-mail: sabdenovko@yandex.kz

Рассматриваются вопросы эффективного использования тепловой энергии в системе центрального отопления. Показано, что использование энергетического потенциала теплоносителя имеет перспективные решения. Для решения возникающих технических проблем необходимо проводить моделирование работы теплового пункта. Предложена общая модель гидродинамических и тепловых процессов в тепловом пункте.

Ключевые слова:

Тепловой пункт, теплоноситель, система труб, перепад давления, скорость жидкости, температура на входе и выходе системы отопления.

Key words:

Thermal point, coolant, pipe system, pressure difference, liquid velocity, input and output temperature of heating system.

Введение

В настоящее время вопросы энергосбережения, эффективного использования энергоресурсов приобрели актуальное значение не только в контексте снижения оплаты за энергоресурсы, снижения экологической нагрузки и износа оборудования.

Как известно, в Республике Казахстан (РК) и в ряде других стран для обеспечения населения электрической и тепловой энергией распространена ее комбинированная выработка. Такой способ является в настоящее время наиболее приемлемым

с точки зрения эффективности сжигания полезных ископаемых, воздействия на окружающую среду. Однако неэффективное использование энергии на стороне потребителя приводит к неоправданно высокому удельному уровню потребления электрической и тепловой энергии в нашей стране.

Затраты на содержание трубопроводных систем распределения тепловой энергии существенны и со временем эксплуатации являются определяющими, при дальнейшей оценке эффективности системы теплоснабжения. Системы централизован-

ного теплоснабжения являются разветвленными, оборотного типа, с нестабильными режимами работы: тепловая нагрузка существенно меняется в течение отопительного периода и в течение суток.

Эффективность работы систем теплоснабжения, с точки зрения экономного энергопотребления, требует одновременного решения вопросов гидродинамики и термодинамики, при этом параметры теплоносителя в тепловом пункте должны контролироваться в обоих направлениях — от источника к потребителю и от потребителя к источнику выработки тепловой энергии.

Настоящая работа нацелена на физико-математическое моделирование системы распределения главным образом тепловой энергии в жилых и общественных зданиях для выработки его оптимальных решений.

Перспективы рационального использования энергии при ее распределении

Проектирование систем теплоснабжения, согласно нормативным документам и правилам, производится на максимальную нагрузку при наибольшем расходе сетевой воды. В этой связи целесообразно осуществлять регулирование в тепловых узлах, используя энергетический потенциал теплоносителя, изначально заложенный в самой идее центрального теплоснабжения, это — перепад давления в системе трубопроводов и разница в температурах теплоносителя и окружающей среды. Удельный энергетический потенциал ΔE_p (Дж/кг) теплоносителя, обусловленный наличием перепада давления Δp , равен $\Delta E_p = \Delta p / \rho$, ρ — плотность теплоносителя (воды). Энергетический потенциал ΔE_p единицы массы теплоносителя, обусловленный наличием перепада температуры ΔT относительно окружающей среды и на выходе из системы отопления здания, равен $\Delta E_t = c_p \rho \Delta T$, где c — теплоемкость воды. Несложный расчет при $\Delta p = 2...3$ бара показывает, что $\Delta E_p = 2,0...3,0 \cdot 10^2$ Дж/кг, и при $\Delta T = 50...70$ °C получаем $\Delta E_t = 2,1...2,9 \cdot 10^5$ Дж/кг.

Как видим, энергетический потенциал теплоносителя, содержащийся в его внутренней энергии, примерно в 1000 раз больше.

Как известно [1, 2], центральное теплоснабжение можно разбить на два обширных класса: зависимое и независимое. Каждый из них включает в себя основным элементом автоматизированный тепловой пункт (АТП), который призван выполнять функции оптимального снабжения тепловой энергией потребителя.

Основной упор в наших исследованиях делается на зависимые системы отопления, которые значительно распространены в РК.

Идея использования энергетического потенциала теплоносителя для обеспечения работы АТП не является новой. Существует устройство [1, 2], называемое элеватором, которое обеспечивает смешение теплоносителя, выходящего из системы отопления здания, с теплоносителем, поступающим из городской тепловой сети. Работа элеватора основана на использо-

вании энергии ΔE_p . Хотя она составляет ничтожную долю (около 0,1 %) от общего энергетического потенциала теплоносителя, ее прямое преобразование в работу A эжектора или любого другого устройства с технической точки зрения довольно просто.

Несмотря на очевидную выгоду использования энергии ΔE_p ввиду большой ее величины, это сопряжено с рядом трудностей. На современном этапе развития техники и технологии преобразование внутренней энергии ΔE_p в работу A видится с практической точки зрения нецелесообразным ввиду целого ряда трудностей, по сравнению с преобразованием потенциальной энергии ΔE_p .

Тем не менее, следует продолжать исследования в области дешевого способа преобразования энергии ΔE_p в работу A . Если это удастся сделать, то ее выгоды в плане энергосбережения и эффективного использования энергоресурсов очевидны: повышается коэффициент полезного действия общей системы энергообеспечения.

Далее рассмотрим другой путь экономии энергии. Это — оптимизация работы самой АТП в зависимой системе отопления.

Для регулировки подачи тепловой энергии в здание часто в АТП используется циркуляционный насос. Выгода такого технического решения кроется в возможности изменения температурного режима АТП и обслуживаемого здания в широких пределах. Циркуляционный насос для совершения работы получает электрическую энергию от городской электросети, и в этом есть его преимущество и недостаток. Недостаток видится в излишнем расходовании энергии, которую можно было непосредственно брать из энергетического потенциала теплоносителя.

В отличие от циркуляционного насоса использование элеватора может полностью исключить внешнее электропитание, включая питание системы автоматического регулирования расхода тепла. Хотя диапазон регулировки элеватора относительно невелик, тем не менее, существуют возможности повышения эффективности его работы.

Поэтому мы начнем с разработки физико-математических моделей различных вариантов АТП в зависимой системе отопления, на основе которой будет производиться подробный сравнительный анализ их достоинств и недостатков. Результаты такого анализа в дальнейшем помогут выработать рекомендации в пользу выбора конкретного устройства для практического использования.

Математическая модель классического автоматизированного теплового пункта

В тепловом пункте имеют место гидродинамические и тепловые процессы. В диапазоне температур и перепадах давлений, реализующихся на практике, плотность теплоносителя в тепловом пункте меняется относительно незначительно. В связи с этим конвективное движение жидкости, вызванное силой тяжести и изменением плотности за счет теплового расширения, можно не учитывать. Наиболее сильной движущей силой жидкости

в тепловом пункте является перепад давления.

Отсюда следует, что в тепловом пункте ведущую роль играют гидродинамические процессы, их можно рассматривать независимо от тепловых процессов. Поэтому вначале найдем основные расчетные соотношения для определения потоков жидкого теплоносителя в системе труб АТП.

Гидродинамические процессы. Рассмотрим основные элементные составляющие классического исполнения АТП (рисунок) [2] на основе циркуляционного насоса. В случае АТП на базе элеватора изображенный насос условно можно считать функцией гидравлических параметров самой АТП и системы отопления здания. Поэтому приводимые ниже рассуждения носят общий характер.

Разделим АТП условно на участки: две трубы длиной l_{10} и диаметром d_0 со своими вентилями назовем первым участком, перемычка – труба длиной l_{20} и с тем же диаметром d_0 образует второй участок. Третий участок образован двумя трубами длиной l_{30} , на которых тоже установлены вентили.

Из городской тепловой сети вода поступает в АТП со скоростью u_{in} и со скоростью $u_{out} = -u_{in}$ возвращается обратно. За счет работы циркуляционного насоса вода по участку 2 может прокачиваться в двух направлениях: если насос открыт, но выключен, то вода течет со скоростью u_2 по направлению сплошной стрелки (рисунок, стрелка направлена вниз). При работающем насосе и определенных рабочих положениях вентилей вода по участку 2 может течь в обратном направлении (рисунок, стрелка направлена вверх).

Пусть трубы системы отопления здания характеризуются эффективным диаметром D_{ef} и длиной L_{ef} , имеющими общий коэффициент гидравлического сопротивления λ_0 .

Все участки АТП тоже имеют свое сопротивление. Участки труб характеризуются эффективными длинами [3], которые обозначим с индексами, указывающими на номер участка: l_1, l_2, l_3 . Аналогичным образом вводим коэффициенты сопротивления: λ_{in} – для входного и выходного участка АТП;

λ_2, λ_3 – для 2 и 3 участков; λ_0 – для труб системы отопления здания.

На каждом участке теплоноситель переносится, соответственно, с расходами Q_2, Q_3, Q_{in} и скоростями u_2, u_3, u_{in} ($u_{out} = -u_{in}$), в определении которых и состоит наша задача.

Обозначим для разделения верхних и нижних участков на рисунке с длинами l_1 и l_3 соответственно как l_{11}, l_{31} (верх) и l_{12}, l_{32} (низ). Действующие в них напоры соответственно будут равны [3]

$$\begin{aligned} h_1 &= \beta \lambda_{in} \frac{l_{11}}{d_0^5} Q_{in}^2 + \beta \lambda_{in} \frac{l_{12}}{d_0^5} Q_{in}^2 = \beta \lambda_{in} \frac{l_{11} + l_{12}}{d_0^5} Q_{in}^2, \\ h_2 &= \beta \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2, \quad \beta = \frac{8}{\pi^2 g} \approx 0,083, \\ h_3 &= \beta \lambda_3 \frac{l_{31} + l_{32}}{d_0^5} Q_3^2 + \beta \lambda_0 \frac{L_{ef}}{D_{ef}^5} Q_3^2 - H_n, \end{aligned} \quad (1)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; H_n – напор, создаваемый насосом или элеватором. В случае насоса он является задаваемым параметром, а в случае элеватора является функцией скоростей: $H_n = H_n(u_2, u_3, u_{in})$, и вентиль, находящийся перед элеватором на рисунке, исключается.

Зависимости коэффициентов сопротивления от средних по сечению трубы скоростей (следовательно, и расходов, так как, например, $Q_2 = u_2 S_2 = u_2 \pi d_2^2 / 4$) можно рассчитывать по формуле Альтшуля [3]

$$\begin{aligned} \lambda_2 &= 0,1 \cdot \left(1,46 \frac{\Delta_2}{d_2} + \frac{100}{Re_2} \right)^{0,25}, \quad Re_2 = \frac{d_2 u_2}{\nu}; \\ \lambda_3 &= 0,1 \cdot \left(1,46 \frac{\Delta_3}{d_3} + \frac{100}{Re_3} \right)^{0,25}, \quad Re_3 = \frac{d_3 u_3}{\nu}; \\ \lambda_0 &= 0,1 \cdot \left(1,46 \frac{\Delta_0}{D_{ef}} + \frac{100}{Re_0} \right)^{0,25}, \quad Re_0 = \frac{D_{ef} u_3}{\nu}; \\ \lambda_{in} &= 0,1 \cdot \left(1,46 \frac{\Delta_{in}}{d_0} + \frac{100}{Re_{in}} \right)^{0,25}, \quad Re_{in} = \frac{d_0 u_{in}}{\nu}, \end{aligned} \quad (2)$$

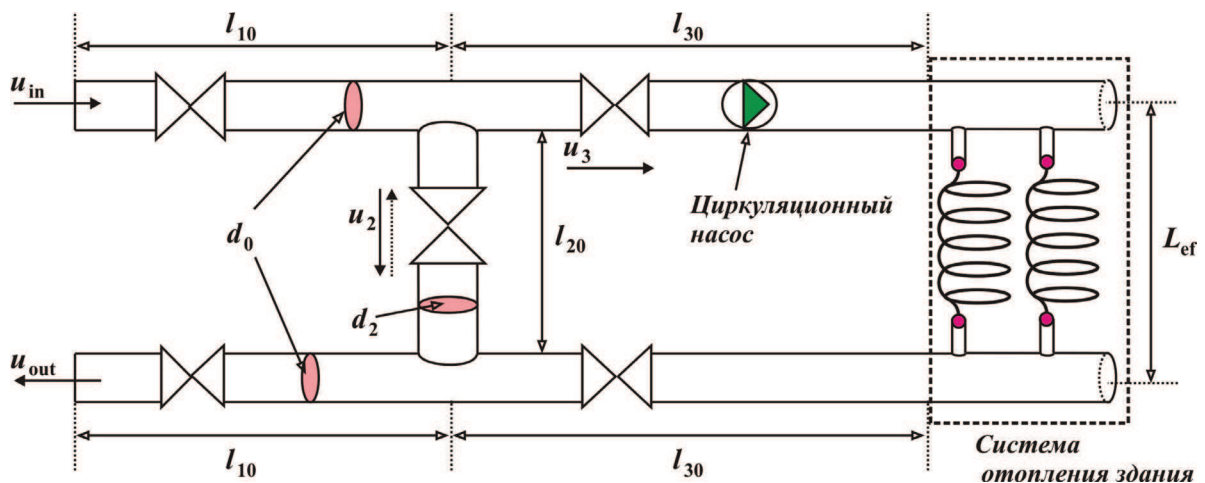


Рисунок. Схема основных участков АТП

где ν – кинематическая вязкость теплоносителя, $\text{м}^2/\text{с}$; $\Delta_2, \Delta_3, \Delta_0$ – средняя высота шероховатостей на внутренней стенке труб по участкам.

Для краткости записи также введем обозначения

$$l_1^* = l_{11} + l_{12}, \quad l_3^* = l_{31} + l_{32}. \quad (3)$$

Это позволяет выражения для напоров (1) привести в компактную форму:

$$h_1 = \beta \lambda_{in} \frac{l_1^*}{d_0^5} Q_{in}^2, \quad h_2 = \beta \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2, \\ h_3 = \beta \lambda_3 \frac{l_3^*}{d_0^5} Q_3^2 + \beta \lambda_0 \frac{L_{ef}}{D_{ef}^5} Q_3^2 - H_n. \quad (4)$$

Суммарный напор определяется согласно формуле

$$H = h_1 + h_2 = \beta \lambda_{in} \frac{l_1^*}{d_0^5} Q_{in}^2 + \beta \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2. \quad (5)$$

Уравнение (5) служит одним из основных соотношений, необходимых для расчета систем труб. К нему следует добавить равенство напоров по разветвляющимся участкам $h_2 = h_3$ [4] или в развернутой форме,

$$\beta \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2 = \beta \lambda_3 \frac{l_3^*}{d_0^5} Q_3^2 + \beta \lambda_0 \frac{L_{ef}}{D_{ef}^5} Q_3^2 - H_n, \quad (6)$$

а также уравнение сохранения массы [5]

$$Q_{in} = Q_2 + Q_3. \quad (7)$$

Соотношения (5)–(7) со вспомогательными равенствами (2)–(4) при заданном напоре H на входе–выходе АТП представляют собой полную систему нелинейных алгебраических уравнений с тремя неизвестными величинами Q_2, Q_3, Q_{in} (или u_2, u_3, u_{in}).

Тепловые процессы. АТП с использованием узла смешивания (участок 2) позволяет регулировать расход теплоносителя и обеспечивает его принудительную циркуляцию за счёт циркуляционного насоса. Этот насос обеспечивает подачу из системы отопления здания охлажденного теплоносителя в ее входную часть со скоростью u_2 по трубе сечением S_2 . Во входной части из городской сети он смешивается с теплоносителем, поступающим со скоростью u_{in} и температурой T_{in} по трубе сечением $S_0 = \pi d_0^2/4$. В результате в систему отопления поступает смесь с температурой $T_{in,2} < T_{in}$ при скорости u_3 . Сечение трубы на входе в систему отопления здания прежнее и равно S_0 , а выходящая из нее вода имеет температуру $T_{out,2}$.

Найдем уравнение, по которому рассчитывается температура $T_{in,2}$. Пусть плотность и теплоемкость теплоносителя считаются постоянными величинами. Для этого запишем закон сохранения энергии для области смешивания.

В области смешивания течение турбулентное, поэтому выравнивание температурных неоднородностей происходит очень быстро и намного быстрее процесса выравнивания температур на дру-

гих участках АТП. Тогда, можно считать, что скорость изменения dQ/dt во времени количества тепла Q равна сумме поступающего с конвекцией тепла из первого входа $\rho c S_0 u_{in} T_{in}$, тепла из трубы 2 $\rho c S_2 u_2 T_{out,2}$ ($u_2 > 0$ при течении вверх, указанному на рисунке) и разности выходящего уже при температуре $\rho c S_0 u_3 T_{in,2}$:

$$\frac{dQ}{dt} = \rho c S_0 u_{in} T_{in} + \rho c S_2 u_2 T_{out,2} - \rho c S_0 u_3 T_{in,2}. \quad (8)$$

Так как с точностью до множителя порядка единицы $Q = \rho c S_0 d_2 T_{in,2}$, где d_2 – диаметр канала смешивания (трубы 2), то подставив его значение в (8), получим

$$\rho c S_0 d_2 \frac{dT_{in,2}}{dt} = \rho c S_0 u_{in} T_{in} + \rho c S_2 u_2 T_{out,2} - \rho c S_0 u_3 T_{in,2}.$$

Поделив обе части равенства на $\rho c S_0 d_2$, приходим к уравнению

$$\frac{dT_{in,2}}{dt} = \frac{1}{d_2} \left(u_{in} T_{in} + \frac{S_2}{S_0} u_2 T_{out,2} - u_3 T_{in,2} \right). \quad (9)$$

Убедимся, что это уравнение физически не противоречиво. Допустим стационарность скоростей u_{in}, u_2, u_3 . Тогда из закона сохранения массы следует:

$$u_3 = u_{in} + u_2 \frac{S_2}{S_0}.$$

Подставив отсюда значение u_3 в уравнение (9), получим

$$\frac{dT_{in,2}}{dt} = \frac{u_{in}}{d_2} (T_{in} - T_{in,2}) - \frac{S_2}{S_0} \frac{u_2}{d_2} (T_{in,2} - T_{out,2}). \quad (10)$$

Отсюда следует, что если $u_2 = 0$ и $u_{in} \neq 0$, то с течением времени порядка d_2/u_{in} устанавливается равенство температур $T_{in,2} = T_{in}$. Если же наоборот, $u_2 \neq 0$ и $u_{in} = 0$, то устанавливается равенство $T_{in,2} = T_{out,2}$. Таким образом, уравнение (9) (или его аналог (10)) не содержит физических противоречий. Однако второй случай следует дополнительно пояснить. Так как $T_{out,2}$ устанавливается в процессе теплообмена с окружающей средой, то при подаче теплоносителя в систему с температурой $T_{in,2} = T_{out,2}$ они обе со временем будут снижаться до тех пор, пока не сравняются с температурой окружающей среды.

Асимптотически при $t \rightarrow \infty$ производная $dT_{in,2}/dt \rightarrow 0$. Тогда из (10) следует

$$T_{in,2} = \frac{u_{in} T_{in,2} + S_2 u_2 T_{out,2} / S_0}{u_{in} + S_2 u_2 / S_0}.$$

При стационарном режиме тепломассопереноса в системе «АТП+здание» температуру на входе в систему отопления можно рассчитывать по этой формуле.

Заключение

По изложенным выше материалам можно заключить, что в настоящее время наиболее экономичным способом обеспечения работы АТП является использование энергетического потенциала

теплоносителя. Полное решение этой проблемы требует всестороннего анализа гидродинамических и тепловых процессов в АТП и дальнейшего его технического совершенствования. Для этого в настоящей работе разработана физико-математиче-

ская модель таких процессов, позволяющая детально производить необходимый анализ.

Работа выполнена при финансовой поддержке Комитета по науке Министерства образования и науки РК (Договор № 511 от 05.04.2012 г.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Соколов Е.А. Теплофикация и тепловые сети. — М.: Энергоиздат, 1982. — 360 с.
2. Ионин А.А. Теплоснабжение. — М.: Стройиздат, 1982. — 336 с.
3. Френкель Н.З. Гидравлика. — М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. — 456 с.
4. Беннет К.О., Майерс Дж.Е. Гидродинамика, теплообмен и массообмен / Пер. с англ. М.С. Ассмус и В.М. Ентова / под ред. Н.И. Гельперина и И.А. Чарного. — М.: Недра, 1966. — 726 с.
5. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. — М.: Наука, 1987. — 840 с.

Поступила 09.07.2012 г.

УДК 532.5+536.24

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ТЕПЛОВЫХ ПУНКТАХ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ. Ч. 2. МОДЕЛЬ ОБОГРЕВА ЗДАНИЯ

Б.А. Унаспеков, К.О. Сабденов, М.Ж. Кокарев, М.В. Колобердин, Б.А. Игембаев

Евразийский национальный университет им. Л.Н. Гумилева, г. Астана, Казахстан
E-mail: sabdenovko@yandex.kz

Разработана простая модель обогрева здания с произвольным числом этажей, включенного в систему центрального отопления. Несмотря на простоту, она может применяться для моделирования обогрева здания совместно с его тепловым пунктом для последующего поиска оптимальных режимов работы теплового пункта. Проведены тестовые расчеты по определению температуры теплоносителя и средней температуры в помещениях для 9-этажного здания. Сформулированы условия применимости методов механики сплошной среды для описания температурного режима в здании.

Ключевые слова:

Температура и скорость движения теплоносителя, температура в помещениях, тепловой пункт, теплообмен, приближение механики сплошной среды, температура на входе и выходе системы отопления.

Key words:

Coolant temperature and speed of movement, temperature in rooms, thermal point, heat exchange, continuum mechanics approximation, input and output temperature of heating system.

Введение

Моделирование гидродинамических и тепловых процессов в автоматизированном тепловом пункте (АТП) требует знания температуры на входе $T_{in,2}$ и выходе $T_{out,2}$ системы отопления обслуживаемого здания. В частности, справедливо уравнение (1)

$$\frac{dT_{in,2}}{dt} = \frac{u_{in}}{d_2} (T_{in} - T_{in,2}) - \frac{S_2}{S_0} \frac{u_2}{d_2} (T_{in,2} - T_{out,2}), \quad (1)$$

где u_{in} , u_2 — соответственно скорости теплоносителя на входе в АТП и в узле смешения; S_0 , S_2 — соответственно площади сечения магистральной трубы АТП и трубы узла смешения диаметра d_2 .

Температуры $T_{in,2}$ и $T_{out,2}$ можно теоретически рассчитать, если смоделировать процессы теплопереноса и теплообмена в здании. Излагаемый ниже материал посвящен разработке требуемой модели.

Математическая модель отопления здания

Будем считать, что теплоноситель подается в здание с самого верхнего этажа вниз. Полагаем

его высоту равной L_z (рис. 1). Температуру теплоносителя обозначим за T , а температуру в помещениях здания — за T_h .

Скорость движения теплоносителя на входе в систему отопления u_3 рассчитывается по уравнениям, приведенным в работе [1]. В самой системе отопления скорость теплоносителя $u = u_3 \cdot d_0^2 / D_{ef}^2$, где D_{ef} — эффективный диаметр трубопровода системы отопления. Будем считать, что она сохраняется по всему зданию. За переменную x примем координату вдоль направления u . Тогда в рамках приближения механики сплошной среды справедливы следующие уравнения [2]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} &= -\alpha(T - T_h), \\ \frac{\partial T_h}{\partial t} &= \alpha(T - T_h) - \gamma(T_h - T_c), \end{aligned} \quad (2)$$

где параметр $\alpha > 0$ характеризует скорость теплообмена между системой отопления и помещениями; а параметр γ — между помещениями и наружным